

⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑩ 特許出願公開

⑪ 公開特許公報 (A)

昭56-60707

⑫ Int. Cl.³
B 60 G 11/22

識別記号

庁内整理番号
8009-3D

⑬ 公開 昭和56年(1981)5月25日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 3 頁)

⑭ 自動車用懸架装置

⑮ 特 願 昭54-135386
⑯ 出 願 昭54(1979)10月19日
⑰ 発明者 神谷修二

⑮ 出願人 中央発條株式会社
刈谷市東境町字住吉131番地
名古屋市緑区鳴海町字上汐田68
番地
⑯ 代理人 弁理士 岡賢美

明細書

1. 発明の名称

自動車用懸架装置

2. 特許請求の範囲

ニーアクション方式自動車用懸架装置における車体台枠ならびに車輪枠支用アームと、懸架用コイルばね端末との係合部位において、該係合部位の少くとも一係合構造に回り対偶手段を介在し、該懸架用コイルばねに曲げモーメントを負荷しない構造を特徴とする自動車用懸架装置。

3. 発明の詳細本説明

本発明はニーアクション方式自動車用懸架装置における車体台枠並びに車輪枠支用アームと懸架用コイルばね端末との係合構造に関するものである。従来の当該構造は第1図示のように、車輪6をピン4を介して枢支し他の一端をピン5によって車体台枠7の要部に係合し、図示矢印方向に回動自在の(車輪枠支用)アーム8の所定部位に、懸架用コイルばね1の巻き端1'の

環状線材が嵌入するようアーム8に一体に固定

形成したばね座2に嵌合し、一方コイルばね1の他端即ち図示上方端は前記同一の構成によって車体台枠7に一体に固定形成したばね座2に嵌合し、車輪6の上下動に応じて懸架用コイルばね1が緩衝機能を発する構造である。

以上の従来構造において、コイルばね1と車体台枠7並びにアーム8の係合部位は固定端として一組の剛接合構成となるので、アーム8の上下回動による回転角に応じて、コイルばね1に圧縮荷重と同時に曲げモーメントが不可避に発生し付加応力を生ずる。

従って、コイルばね1は耐曲げモーメントを考慮して線材径の増加、重量増大、形状容積の過大等の弊害を招来すると共に、コイルばね1の輪方向の湾曲現象を発生して線間接触現象を生じ、自動車走行中の騒音原因となって乗員に不快音を与感させる等技術欠陥が派生する。

本発明はコイルばねの上記係合部位に回り対偶手段を介在し、懸架用コイルばねに負荷され

(1)

(2)

る曲げモーメントを除去して、上記諸欠陥を解消する新規自動車用懸架装置の提供を目的とするものである。

以下図面に基づいて本発明を説明する。第2図は本発明の一実例の正面図、第3図はそのA-A'断面図であって、円筒状ばね座体8は懸架用コイルばね1の外径より僅かに大きい内径の薄肉円筒状であって、一方の開口面に底面8'を一体に具備し、更に該円筒外周中央部の円筒直徑方向に一対の円形ピン9(横断面円形状)を一体に付与した構成である。一方アーム3はその所定部位に円形ピン9を遊嵌合支持し上方開口する支持溝10'を穿設した一対の支持凸起10を円形ピン9と対応し且円形ピン9の軸方向がアーム3の長手方向と直交する方向に、アーム3に一体に具備した構成であって、懸架用コイルばね1の座巻条1'を含む端面を円筒状ばね座体8に埋めるよう嵌入係合し、円形ピン9と支持溝10'を嵌合して懸架用コイルばね1とアーム3を係合する構造である。尚図示上部の他端

(3)

作用効果を奏する。

尚本発明の当該係合面は両機素間における回り対偶効率を一層向上させるためボールベアリング、滑動性ブッシュ等の機素を補助することが可能であり、更に介在回り対偶手段は上記実施例に限定されず、現に機構学上公知の回り対偶手段を必要に応じ適用できるものであって、いづれも本発明の要旨を変更するものではない。

以上のように本発明は、懸架用コイルばねにおける従来の複合荷重を軸方向圧縮の単純荷重に改良し、当該ばねの軽量小型化並びに走行時の騒音除去等に寄与する効果を有するものである。

4. 図面の簡単な説明

第1図：従来構成のニアアクション方式自動車用懸架装置の懸架用コイルばね係合構造正面図、第2図：本発明の一実施例正面図、第3図：第2図のA-A'断面図、第4図：本発明の他の実施例正面図、である。

符号の説明 1：懸架用コイルばね、1'：座

(5)

-52-

端は前記と同一構成に基づいて、車体台枠7の要部に一体に具備した支持凸起10の円筒状ばね座体8を係合した構造である。以上の新規構造において円形ピン9と支持溝10'の嵌合面は両機素が回り対偶を構成しピン接手構造となるので、アーム3の上下動に伴って懸架用コイルばね1は上下負荷のみ作用して曲げモーメントは発生せず、従来構造における諸欠陥はすべて解消することができる。次に第4図は他の実施例を示すもので、懸架用コイルばね1のコイル内面空間に嵌入し図示上面に底面を有する筒体11'と、筒体11'に連設し筒体外方に伸張するフランデ11"を具備するばね座体11を図示のように懸架用コイルばね1の座巻条1'とフランデ11"が当接するよう係合する。一方アーム3の所定部位に一体に固定形成した支持柱体12と筒体11'の底面中央に凹設した球面に球体接手13を介在し、両者を係合する構造であって上記第一実施例と同様アーム3の上下動に伴う曲げモーメントは全方位的に解消し前記同様の

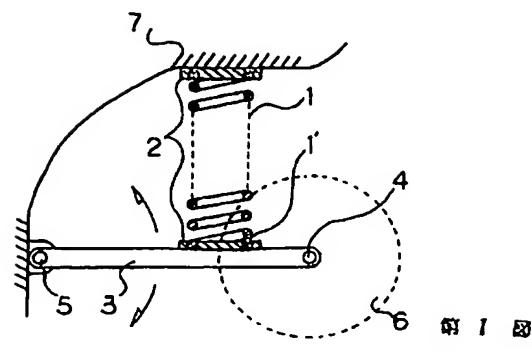
(4)

卷条、2：ばね座、3：(車輪枢支用)アーム、4、5：ピン、6：車輪、7：車体台枠、8：円筒状ばね座体、9：円形ピン、10：支持凸起、10'：支持溝、11：ばね座体、11'：筒体、11"：フランデ、12：支持柱体、13：球体接手、である。

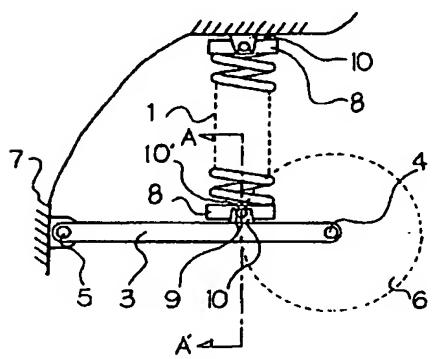
特許出願人 中央発條株式会社

代理人弁理士 署 賢 美

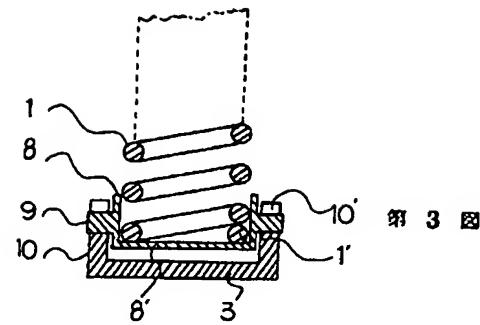
(6)



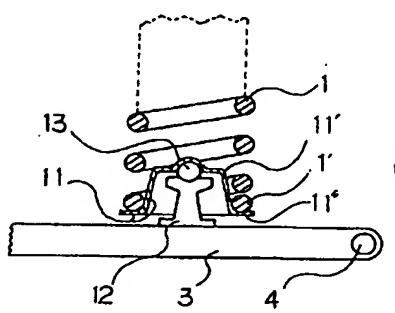
第 1 図



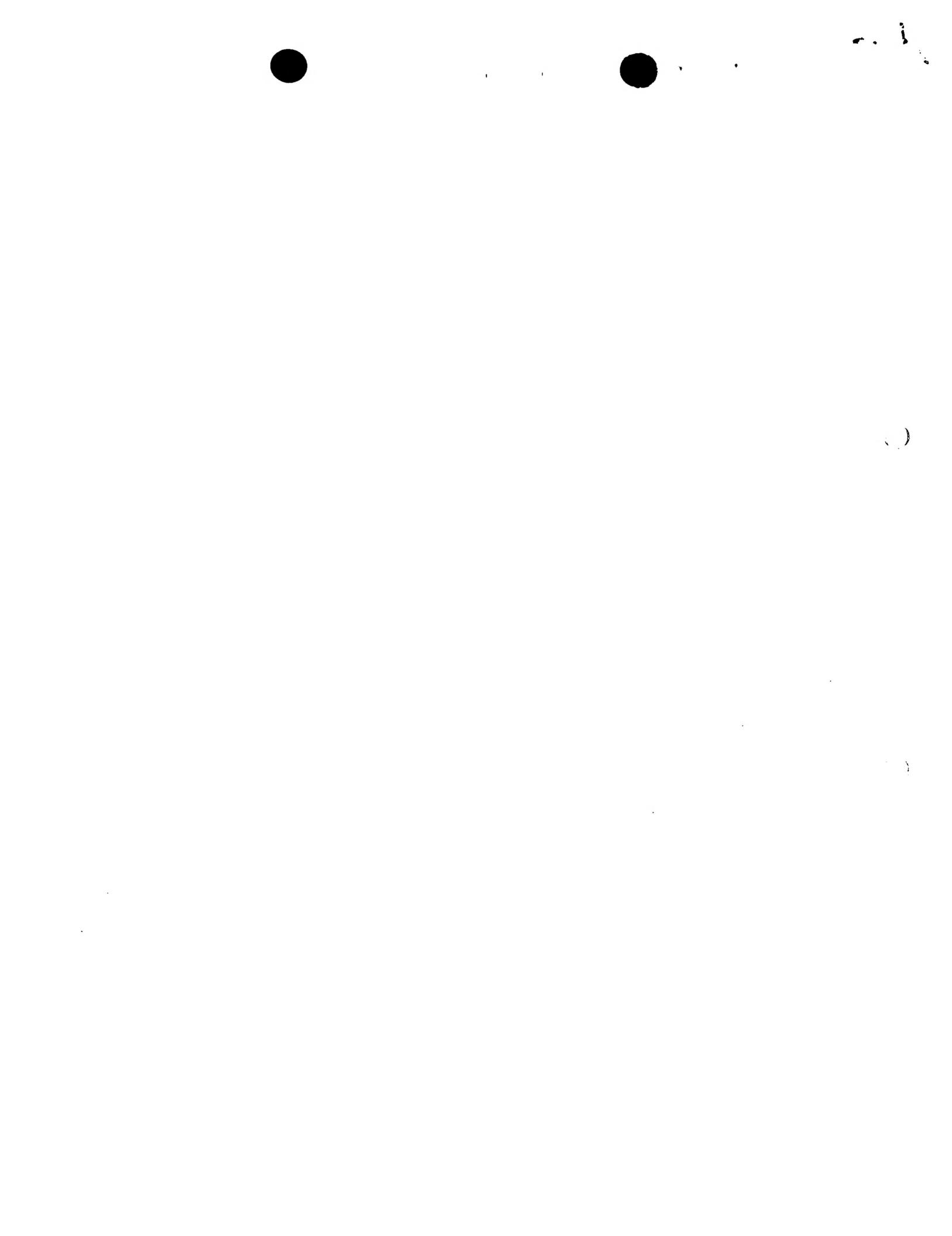
第 2 図



第 3 図



第 4 図



⑩ 日本国特許庁 (JP) ⑪ 特許出願公開
⑫ 公開特許公報 (A) 平2-144207

⑬ Int. Cl.¹
B 60 G 3/28
B 62 D 7/14

機別記号 A
庁内整理番号 8817-3D
7721-3D

⑭ 公開 平成2年(1990)6月4日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全6頁)

⑮ 発明の名称 後輪操舵車両の後輪懸架装置

⑯ 特 願 昭63-298312
⑰ 出 願 昭63(1988)11月28日

⑱ 発明者 枝 広 毅 志 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
⑲ 発明者 平 林 繁 文 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
⑳ 出願人 マツダ株式会社 広島県安芸郡府中町新地3番1号
㉑ 代理人 弁理士 山元 俊仁

明 細 書

1. 発明の名称 後輪操舵車両の後輪懸架装置

2. 特許請求の範囲

前輪の操舵に応じて左右後輪を前輪に対し同位相に転舵しうる後輪操舵装置を備えた車両の後輪懸架装置において、

旋回時にトーアイン状態に転舵される旋回外側の後輪に対し、緩衝用ダンパーの反力がキングピン軸のまわりでトーアウトモーメントとして作用するよう、上記ダンバーの下端部をホイールサポートに枢着したことを特徴とする後輪操舵車両の後輪懸架装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、前輪の転舵に応じて後輪を操舵するよう構成された車両の後輪懸架装置に関する。

(従来技術)

従来から、ステアリングハンドルによる前輪の転舵に応じて後輪を転舵するよう構成された4輪操舵車(4WS車)が実用に供されているが、

この4WS車では、例えば特開昭61-9374号公報に開示されているように、ステアリングハンドルの舵角が大きいときには左右後輪を同位相逆位相に転舵するようにして小回り性を向上させるとともに、ステアリングハンドルの舵角が小さいときには左右後輪を前輪と同位相に転舵して走行安定性の向上を図るようにしている。

ところで、一般の前2輪操舵車(2WS車)では、中高速における旋回時に、後輪に横すべり角を与えてコーナリング・フォースを発生させるためには、車体全体を、その分だけ横すべりさせる必要がある。すなわち2WS車の旋回は、瞬間的な進行方向(旋回軌跡円の接線方向)に対して、車体が内側に向く姿勢で行なわれ、車体すべり角はプラス側である。これに対して、4WS車では、後輪を前輪と同位相に転舵して車体とは独立的にスリップ・アングルを与えることにより、車体の横すべり角が小さく、瞬間的な進行方向と車体の向きとを一致させた旋回が可能になる。すなわち、4WS車では、後輪に対し積極的に舵角(横すべ

り角)を与えることによって、車体横すべり角を小さく抑えることができるので、前輪と同位相に転舵される後輪の発生するコーナリング・フォースが、ヨーイングを緩和させる方向に作用するから、走行安定性が向上する利点がある。

前述の特開昭61-9374号公報に開示された後輪操舵装置では、ステアリングハンドルの舵角が所定角度(例えば約240°)以内のときは、前輪の操舵と同時に後輪が同位相に転舵されるいわゆる「比例制御」を行なっているから、旋回の初期に車体が向きを変えようとする瞬間、後輪にもコーナリング・フォースが立ち上がり、ヨーイングを妨げる方向に作用する。このため、車体は平行移動的な動きをすることになり、車体すべり角はマイナスになる。すなわち前輪操舵に対する応答性が低下するため、回頭性が悪くなり、その場合ドライバーは、より大きくステアリングハンドルを切ることによって修正しようとするから、前輪のスリップ・アングルが急激に増加して、タイヤのグリップ力が飽和領域に近づくおそれがあ

とを目的とする。

(発明の構成)

本発明は、旋回時にトーアイン状態に転舵される旋回外側の後輪に対し、緩衝用ダンパの反力がキングピン軸のまわりでトーアウトモーメントとして作用するように、上記ダンパの下端部をホイールサポートに枢着したことを特徴とする。

換言すれば本発明は、収縮を受ける側のダンパの反力がホイールサポートをトーアウト方向に付勢するようにダンパをホイールサポートに枢着したものである。したがって、伸長を受ける側のダンパの反力はホイールサポートをトーアイン方向に付勢することになる。

(発明の効果)

本発明によれば、以下に記載するような効果がある。

(1) ダンパは、これに加わる力の速度に比例した反力を発生する。したがって、本発明の構成では、旋回初期に車体がロールして旋回外輪側のダンパが収縮される瞬間に、旋回外輪のキングピン

ある。

この比例制御による、ヨーの遅れを解消する手段としては、例えば特開昭58-164477号公報に開示されているように、前輪を転舵した後、十分なヨーイングが発生するのを待ってから後輪を転舵するようにした「ディレイ制御」が提案されているが、このディレイ制御では、前述の比例制御よりも回頭性は向上するが、制御が複雑になる欠点があった。

一方、4WS車では、例えば特開昭58-214463号公報に開示されているように、後輪のホイールアラインメントを適切化することによって後輪操舵力を軽減する技術が知られている。

(発明の目的)

本発明は、前輪の操舵に応じて左右後輪を前輪に対し同位相に転舵しうる後輪操舵装置を備えた車両において、後輪懸架装置のダンパのホイールサポートに対する取付位置および取付角度を工夫することによって、旋回初期における回頭性の向上を図った4WS車の後輪懸架装置を提供すること

軸のまわりにトーアウトモーメントが発生する。そしてこのトーアウトモーメントにより懸架装置のアームと車体との間に介装された弾性ブッシュが主として変形し、トーアイン方向に転舵されようとする旋回外輪のキングピン軸が移動して旋回外輪をトーアウト方向に向けようとする。

一方、旋回内輪はトーアウト方向に転舵されようとするが、伸長を受ける旋回内輪のダンパの反力は、旋回内輪をトーアイン方向に向けようとする。

したがって旋回初期においては、比例制御における同相転舵量が減少し、あたかも前述したディレイ制御を行なったのと同様の効果を電子制御を用いることなく容易に得ることができ、旋回初期の応答性の向上を図ることができる。

(2) また、ダンパは、これに加わる力の速度に比例した反力を発生するから、旋回時に初期の過渡状態が過ぎて定常状態となれば、ダンパから反力は発生せず、したがって比例制御における舵角量は減少せず、旋回時の同相転舵による安定性の

向上を図ることができる。

(3) 本発明によれば、直進走行時における走行安定性の向上も図ることができる。すなわち、直進走行中に片方の後輪、例えば右後輪が路上の突起に乗り上げた場合、車両は右方に方向を変えようとするが、収縮を受ける右後輪側のダンパの反力により、右後輪がトーアクト方向に向くため、車両を左方に進める力が働き、右方に方向を変えようとする力を打ち消すことができる。

(実施例)

以下、本発明の実施例について図面を参照して説明する。

第3図は、本発明の実施に適用される車両の4輪操舵装置の全体構成を概略的に示す図で、左右の前輪1L、1Rを転舵するための前輪操舵装置Aは、ステアリングホイール2と、このステアリングホイール2の回転運動を直線往復運動に変換するラックアンドピニオン機構3と、この機構3の設けられた前輪操舵ロッド4と、このロッド4の左右両端にそれぞれタイロッド5L、5Rを介

して連結された左右のナックルアーム6L、6Rとから構成され、さらにロッド4の動きをアシストするために、ピストン7を備えたパワーシリンダ8と、ステアリングホイール2の操作によって油路を切換えるコントロールバルブ9と、オイルポンプ10とよりなるパワーステアリング装置が設けられている。

一方、左右の後輪11L、11Rを転舵するための後輪操舵装置Bは、後輪操舵ロッド12と、このロッド12の左右両端にそれぞれタイロッド13L、13Rを介して連結された左右のナックルアーム14L、14Rとを備え、後輪操舵ロッド12の左右方向への移動により、後輪11L、11Rが転舵されるようになっている。また後輪操舵ロッド12には、このロッド12の動きをアシストするためのパワーステアリング装置が一体的に取付けられており、そのため、ロッド12はパワーシリンダ15内を貫通し、このロッド12にパワーシリンダ15のピストン16が固定されている。さらに、後輪操舵ロッド12には、フェ

イルセーフ用として、このロッド12を中位位置に付勢するためのセンタリングスプリング19が取付けられている。

この後輪操舵装置Bは、後輪11L、11Rの前輪1L、1Rに対する転舵比 θ_s/θ_r (θ_s は後輪転舵角、 θ_r は前輪転舵角)を、第4図に示すように車速に応じて変更する転舵比可変機構Cを備えている。17はこの機構Cの入力軸、18はその出力軸としての制御ロッドであり、ステアリングホイール2の操作に応じた前輪操舵ロッド4の直線運動が、ロッド4に設けられた第2のラックアンドピニオン機構20によって回転運動に変換され、この回転運動がユニバーサルジョイント21、22および連結ロッド23を介して転舵比可変機構Cの入力軸17に伝達される。一方、出力軸としての制御ロッド18は後輪操舵ロッド12と平行に移動するように設けられている。転舵比可変機構Cには、転舵比 θ_s/θ_r を変更するためのステッピングモータ25が連結されており、このステッピングモータ25は、車速センサ

26、26 (2個設けられているのは安全性の向上のためである)により検出された車速に対応した出力信号が与えられる制御回路(CPU)27によって、その回動方向および回動量が車速に応じて制御されるようになっている。

28は転舵比可変機構Cが備えている転舵比センサで、このセンサ28の出力が制御回路27に与えられて、ステッピングモータ25がフィードバック制御される。この転舵比可変機構Cの構成およびその動作については、例えば本出願人の出願になる特開昭59-48054号公報に詳述されているので、ここではこれ以上の説明は省略するが、転舵比可変機構Cの出力軸である制御ロッド18によって後輪パワーステアリング装置のスプールバルブ型コントロールバルブ30が作動され、これにより第4図から明らかなように、車速0~35km/hの範囲では後輪の転舵角 θ_r が前輪の転舵角 θ_s と逆位相になり、35km/h付近ではニュートラルの2WS状態、35km/h以上では同位相となるように制御される。

後輪パワーステアリング装置のコントロールバルブ30には、オイルポンプ31からオイルが供給されるが、この油路の途中にソレノイドバルブ32が介在されている。そしてこのソレノイドバルブ32は、万一制御系に異常が発生した場合、制御回路27からの信号で作動させてコントロールバルブ30への圧油の供給を停止させるようになっており、これによりパワーシーリング15内の油圧が消滅し、後輪操舵ロッド12はセンタリングスプリング19のばね力で中立位置に復帰する。したがって、制御系に異常が発生した場合は、後輪11L、11Rは転舵されることはなく、また転舵されていても直ちに中立位置に復帰するよう構成されている。

なお、上記構成以外に、上記オイルポンプ31からコントロールバルブ30に向う油路と、コントロールバルブ30からオイルタンクへ戻る油路との間にバイパス通路を設け、このバイパス通路に上記ソレノイドバルブ32を設けてもよい。

第1図は、上述した後輪操舵装置を備えた車

ンバ45の下端部が枢着されており、また、キングピン軸KPの前方側において、コイルスプリング46のガイド軸47の下端部が枢着されている。上記ダンバ45およびスプリングガイド軸47の軸線はほぼ垂直である。さらにアッパーーム41およびロワーム42にはトレーリングリンク48、49の後端がそれぞれ連結されている。トレーリングタンク49の前端は弾性ブッシュ53を介して車体に支持されている。

以上の構成において、いまこの4WS車が35km/h以上の同位相領域の速度で走行しているとき、ステアリングホイール2の操作により前輪1L、1Rが左方へ転舵されて車体が左方へ旋回しようとする場合を想定する。この場合、旋回外側の右後輪11Rはトーアイン状態に転舵されようとするが、この旋回初期において前輪1L、1Rの転舵に伴って車体の右側が沈み込み、ダンバ45に対し圧縮力が瞬時に働くから、このときのダンバ45の過渡的な反力がホイールサポート40に対し下方に向って作用する。

両において本発明を適用した後輪操舵装置の第1実施例を示す斜視図である。第1図は右後輪11Rの懸架装置を示し、車体後方に向って突出してタイロッド13Rにボールジョイント50を介して連結されているナックルアーム14Rを一体に備えたホイールサポート(ハブキャリア)40が、1本の1型アッパーーム41と1本の1型ロワーム42にそれぞれボールジョイント43、44を介して支持されてダブルウイッシュボーン型に構成されている。アッパーーム41およびロワーム42は、それぞれ弾性ブッシュ51、52を介して車体に支持されている。この場合、上記2個のボールジョイント43、44の中心間を結ぶキングピン軸KPは、第2図(b)に示すように車体内方側から見るとほぼ垂直でキャスター レールがほぼゼロになっているが、第2図(a)に示すように車体後方側から見ると下方へ向うに従って車体外方へ広がるような所定角度αの傾斜角を有している。そしてホイールサポート40には、キングピン軸KPの後方側において緩衝用管状ダ

本発明の第1実施例では、上述のように、キングピン軸KPが下方に向うに従って車体外方へ広がるような所定の傾斜角αを有しており、かつダンバ45の下端部がキングピン軸KPの後方においてホイールサポート40に枢支されているため、上記ダンバ45の反力はキングピン軸KPのまわりにトーアクトモーメントを発生し、弾性ブッシュ51～53が変形してキングピン軸KPを前方へ移動させ、トーアイン状態に転舵されようとする右後輪11Rをトーアウト方向へ向けるとして一時的に中立状態に拘束する。この拘束力は後輪操舵ロッド12を介して左後輪11Lにも伝達されるのみでなく、トーアウト方向に転舵されようとする左後輪11Lに対し伸長する方向に力を受ける左後輪11L側のダンバの反力が左後輪11Lをトーアイン方向に向けようとするから、あたかも前述した「ディレイ制御」を行なった場合と同様になり、旋回初期における回頭性を向上させることができる。

一方、キングピン軸KPの前方においてガイド

軸47の下端部がホイールサポート40に固定されているコイルスプリング46の反力は、キングピン軸KPのまわりに常時トーアインモーメントを発生し、これにより後輪L1L、L1Rがトーアイン方向に付勢されるから、走行安定性を高めている。

なお、上述した本発明の第1実施例において、キングピン軸KP前方のスプリングガイド軸47をダンバとしたツインダンバ構成が考えられる。その場合は、このダンバの減衰係数をキングピン軸KP後方のダンバ45の減衰係数よりも小さくしておけばよい。さらに、後方のダンバ45にもコイルスプリングを取り付けてよい。その場合は、このコイルスプリングのバネ定数を前方のコイルスプリング46のバネ定数よりも小さくしておけばよい。

次に第5回(1)、(2)は、本発明の第2実施例を第2回(1)、(2)に対応させて示す説明図である。本実施例の場合は、第5回(1)に示すように、第1実施例とは反対にダンバ45がキングピン軸KPの前

軸とがストラットの頂点で交点を有する。このような構成では、ダンバの反力がホイールサポートに影響を与えるものではなく、またコイルスプリングの軸線もキングピン軸と交点を有するため、コイルスプリングの反力がホイールサポートに影響を与えることもない。

なお、上述した実施例は、本発明をダブルウィッシュボーン型後輪懸架装置に適用した場合であるが、ダンバ軸とキングピン軸とが交点を有さず、あるいは互いに平行でもないストラット型後輪懸架装置にも適用することができる。また、ダブルウィッシュボーン型懸架装置であっても、ダンバの下端をホイールサポートにではなくロワーアームに取付けた構成のものには本発明は適用されない。

さらに本発明は、少なくとも通常運転域においてダンバの反力がキングピン軸まわりでトーアアウトモーメントを発生すればよく、通常運転域以外での異なる挙動については問題にする必要はない。

4. 図面の簡単な説明

方側にあり、コイルスプリング46がキングピン軸KPの後方側にある。そして第5回(1)に示すように、ダンバ45およびコイルスプリングガイド軸47の軸線がキングピン軸KPよりも傾斜しているのが特徴である。

このような本発明の第2実施例の構成においても、該回初期にダンバ45の反力によって該回外側の後輪L1Rのキングピン軸KPまわりにトーアアウトモーメントが発生して回頭性を高め、またコイルスプリング46の反力によってキングピン軸KPまわりに定常的にトーアインモーメントが発生して走行安定性を高めることが明らかである。

以上の実施例の説明から明らかなように、本発明においては、キングピン軸KPとダンバ45の軸線とを、両者が交点を持たないように、あるいは互いに平行にならないように積極的にずらし、これによってダンバ45の反力がホイールサポート40に作用するようにしているのが特徴である。

ちなみに前述の特開昭58-214463号公報に記載された構成では、キングピン軸とダンバ

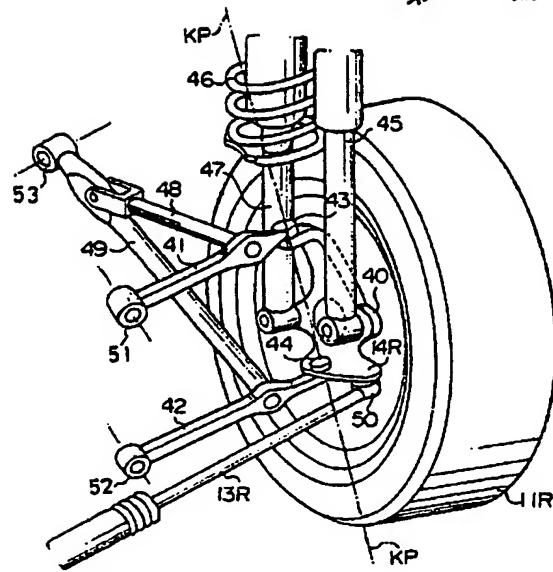
第1回は本発明の第1実施例の斜視図、第2回(1)、(2)はその説明図、第3回は懸架系のシステム図、第4回は車速と転舵比の関係を示すグラフ、第5回(1)、(2)は本発明の第2実施例の説明図である。

1 2 ……後輪操舵ロッド	1 5 ……パワーシリング
1 7 ……入力軸	1 8 ……制御ロッド
1 9 ……センタリングスプリング	2 5 ……ステッピングモータ
2 6 ……車速センサ	2 7 ……制御回路
2 8 ……転舵比センサ	3 0 ……コントロールバルブ
4 0 ……ホイールサポート	4 5 ……ダンバ
4 6 ……コイルスプリング	4 7 ……コイルスプリングガイド軸
5 1、5 2、5 3 ……弾性ブッシュ	

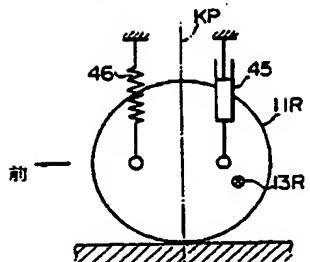
特許出願人 マツダ株式会社

代理人弁理士 山元俊仁

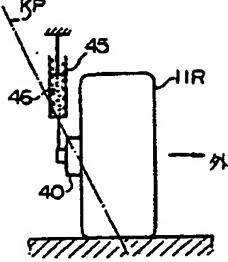
第一圖



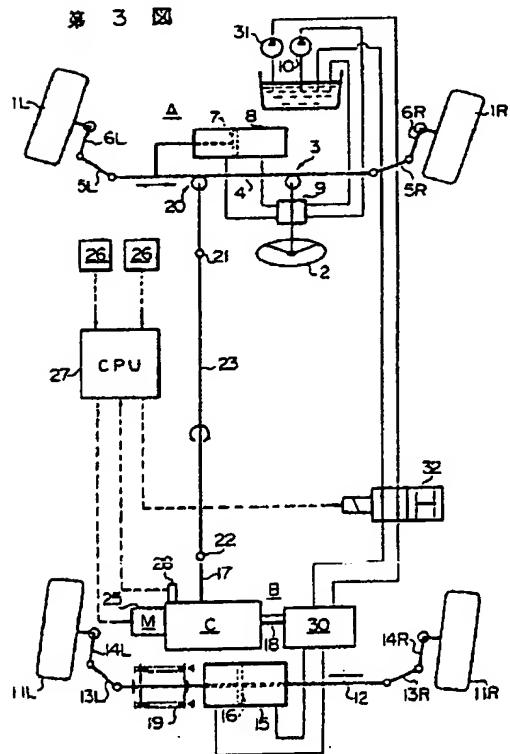
第 2 図(a)



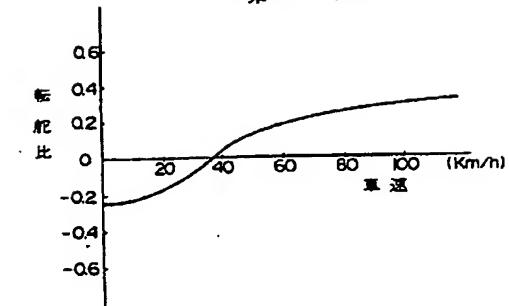
第 2 図 (b)



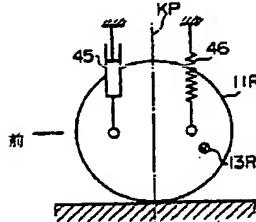
第 3 図



卷 4 ■



第 5 図(a)



第 5 図 (b)

